



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ČLÁNKOVÝ DOPRAVNÍK PRO DOPRAVU VÝLISKŮ

CHAIN CONVEYOR FOR CONVEYING MOLDING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Příhoda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vojtěch Příhoda
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Článekový dopravník pro dopravu výlisků

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh lomeného článekového dopravníku pro dopravu výlisků do hmotnosti 6 kg. Základní technické parametry:

délka dopravníku 2850 mm,

dopravní výška 400 mm,

šířka dopravníku 150 mm.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Podsestava hnací stanice.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Nařízení vlády 176/2008 Sb. Nařízení vlády o technických požadavcích na strojní zařízení.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dopravníku pro výlisky s ohledem na zadávací parametry. Práce je členěna na několik částí, kde začátek práce se věnuje rešeršní studii na téma řetězové článkové dopravníky. Dále je vysvětlen zvolený koncept navrhovaného dopravníku s představením hlavních komponent. Následují návrhové a kontrolní výpočty hlavních částí dopravníku. Součástí práce je také výrobní dokumentace celkové sestavy a podsestavy hnací stanice.

KLÍČOVÁ SLOVA

Řetězový článkový dopravník, řetěz, hřídel, výlisek, pevnostní výpočet, pohon.

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on the design of conveyor for the mouldings with regard to the input parameters. The thesis is divided to the several parts where the beginning of the thesis is devoted to a research study about chain link conveyors. Furthermore, the chosen concept of the proposed conveyor with the introduction of the main components is explained. Following are design and check calculations of the main conveyor parts. The work also includes production documentation of the overall assembly and the subassembly of the driving station.

KEYWORDS

Chain link conveyor, chain, shaft, moulding, strength calculation, drive.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PŘÍHODA, V. Článekový dopravník pro dopravu výlisků. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 48 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2019

.....

Vojtěch Příhoda

PODĚKOVÁNÍ

Přednostně bych chtěl poděkovat doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc., vedoucímu mé bakalářské práce, za jeho cenné rady při zpracovávání této práce. Dále firmě Metaldyne Oslavany spol. s r.o., za umožnění jejího vypracování. V neposlední řadě děkuji své rodině, přítelkyni a přátelům za pomoc a neutuchající podporu ne jen při tvorbě této práce, ale po dobu celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Rešeršní studie	12
1.1 Definice	12
1.2 Použití	13
1.3 Rozdělení	13
1.4 Konstrukce a popis funkce	14
1.4.1 Článekový pás	14
1.4.2 Hnací a napínací stanice	16
2 Konstrukční řešení dopravníku	17
2.1 Nakupované komponenty	17
2.1.1 Článekový pás	17
2.1.2 Řetězová kola	19
2.1.3 Ložiskové domky	19
2.1.4 Pohon	20
2.1.5 Pojezdová kola	21
2.2 Vyráběné komponenty	22
2.2.1 Bočnice dopravníku	22
2.2.2 Vnitřní rám	22
2.2.3 Bočnice pásu	23
2.2.4 Rám dopravníku	24
2.2.5 Distanční trubky	24
2.2.6 Unašeče	25
3 Volba pohonu a kontrolní výpočet	26
3.1 Výpočet pohonu	26
3.1.1 Hmotnostní dopravní výkon	26
3.1.2 Stanovení dílčích odporů	26
3.1.3 Stanovení celkové obvodové síly F	31
3.1.4 Určení příkonu motoru	31
3.1.5 Volba motoru a převodovky	31
3.1.6 Kontrola dopravní rychlosti	32
3.2 Návrh hnací hřídele	32
3.2.1 Určení zatížení	33
3.2.2 Uvolnění a výpočet reakcí	34
3.2.3 VVÚ a rozbor zatěžování	36
3.2.4 Minimální průměr hřídele	36



3.2.5	Kontrola perových spojů	37
3.2.6	Kontrola ložisek.....	41
Závěr.....		43
Seznam použitých zkratk a symbolů		45
Seznam příloh.....		48

ÚVOD

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout vhodný článkový dopravník pro společnost Metaldyne Oslavany spol. s r.o. Jedná se o strojírenskou firmu zabývající se lisováním za studena a obráběním. Své výrobky dodává převážně do automobilového průmyslu, ale rovněž do jiných průmyslových odvětví.

Článkový dopravník bude umístěn na výstupu z postupového lisu Schuler a jeho účelem bude dopravit vylisovaný díl z prostoru lisu do bedny typu Heson. Díly jsou většinou podlouhlého hřídelového typu a jejich maximální hmotnost činí 6 kg. O odkládání na dopravník se stará tříosý transfer, který díly upouští na skluz vedoucí na dopravník a který je osazený volně visícími řetězy. Ty zajišťují zpomalení dílů před dopadem na dopravník a prodlužují životnost článkového pásu. Maximální takt lisu činí cca 35 zdvihů/min.

Po zaměření pracoviště a prostoru uvnitř lisu jsem dospěl k následujícím technickým parametrům, které by měl dopravník splňovat:

- délka dopravníku 2850 mm
- dopravní výška 400 mm
- šířka dopravníku 150 mm

Vzhledem k minimálnímu prostoru v lisu, do kterého se dopravník musí vměstnat, musí být brán ohled na jednoduchou manipulaci s dopravníkem, a to z důvodu poměrně častého vyndávání dopravníku za účelem údržby a čištění. Zároveň bylo po domluvě s obsluhou dospěno k závěru, že je potřeba osadit dopravník snímačem, který bude dávat lisu signál, pokud by se dopravník z nějakého důvodu zastavil. V takovém případě se musí zastavit i lis, aby nedocházelo k hromadění dílů v jeho vnitřních prostorách a případnému poškození transferu nebo jiných důležitých komponent.

Jakou součástí této bakalářské práce je i rešeršní studie, která se věnuje rozdělení a typům konstrukce článkových řetězových dopravníků.

1 REŠERŠNÍ STUDIE

Tato kapitola je věnována rešerši na téma Řetězové článkové dopravníky. Popisuje základní rozdělení toho typu dopravníku, jeho konstrukci a hlavní komponenty. Řetězové článkové dopravníky jsou využívány v různých odvětví průmyslu od potravinářského až po hutní.

1.1 DEFINICE

Řetězový článkový dopravník je kontinuálně pracující dopravno-manipulační zařízení určené k přepravě sypkého i kusového materiálu. Tento typ dopravníku je svým konstrukčním provedením nejbližší dopravníku pásovému, ale liší se od něj v několika podstatných charakteristikách. Tažným prostředek těchto dopravníků jsou dva paralelně pohybující se řetězy obíhající kolem dvou řetězových kol situovaných na obou koncích dopravníku. K řetězům jsou v pravidelných rozstupech připevněny nosné články různého tvaru. Ten závisí na typu přepravovaného materiálu a na konkrétním použití dopravníku. Řetěz je vedený podlouhlou nosnou konstrukcí, po které se pohybuje pomocí odvalovacích kladek nebo kluzně. Takovéto konstrukční provedení znamená, že tažným prostředkem je dvojice řetězů, které přenáší tahové síly způsobené pohybovými odpory a nosnou funkci plní právě nosné články [1].



Obr. 1 Řetězový článkový dopravník

1.2 Použití

Článekové řetězové dopravníky nacházejí uplatnění nejčastěji v takových aplikacích, ve kterých se z různých důvodů nedají použít pásové dopravníky. Především se to týká přepravy materiálů s následujícími problémovými vlastnostmi: velká kusovitost, ostrohranost, chemická agresivita, vysoká teplota.

Kromě toho jsou vhodné i jako prostředek operační a mezioperační přepravy ve výrobních provozech. Vzhledem ke konstrukčnímu uspořádání jsou provozní vlastnosti řetězových článekových dopravníků v porovnání s pásovými dopravníky výrazně limitované především z hlediska přepravní kapacity, vzdálenosti a rychlosti. Limitními provozními parametry těchto dopravníků jsou přibližně následující hraniční hodnoty: hmotnostní přepravní kapacita do 1 000 t.h⁻¹, přepravní vzdálenost maximálně 100 m, nejvyšší rychlost přepravy 1 m.s⁻¹, [3].

Výhody:

- přeprava materiálů, které se nedají přepravovat pásovými dopravníky,
- odolnost tažného a nosného prostředku vůči opotřebení,
- robustní konstrukce.

Nevýhody:

- konstrukční složitost,
- vyšší cena.

1.3 ROZDĚLENÍ

Podle **použití a konstrukce**:

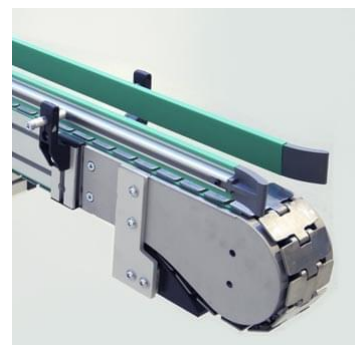
- stabilní,
- pojízdné,
- přenosné.

Podle **způsobu vedení článekového řetězu**:

- s pojízdnými vodícími kladkami,
- s pevnými, otočně uloženými kladkami,
- s kluzným vedením pásu.

Podle **tvaru článků**:

- s laťkovými (destičkovými) články, Obr. 2 Obr. 1,
- s plochými články bez bočnic, Obr. 3,
- s plochými články s bočnicemi, Obr. 1,
- s komorovými články.



Obr. 2 Destičkový dopravník [4]



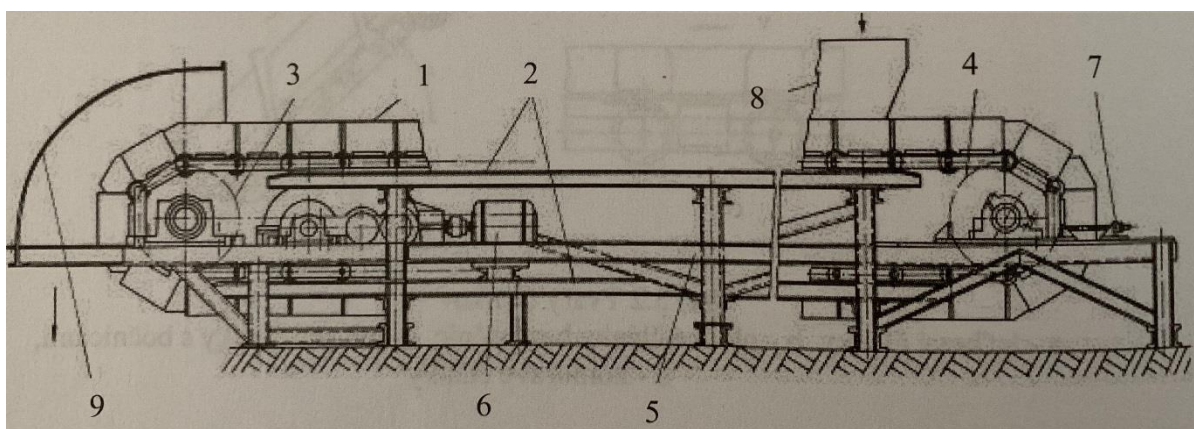
Obr. 3 Dopravník s plochými články bez bočnic [5]

Podle směru dopravy:

- horizontální, Obr. 3,
- stoupající, Obr. 1,
- klesající,
- s kombinovaným směrem [1].

1.4 KONSTRUKCE A POPIS FUNKCE

Na Obr. 4 je uvedené principiální schéma řetězového článkového dopravníku s jeho základními konstrukčními částmi.



Obr. 4 Schéma řetězového článkového dopravníku [6]

1 – řetězový článkový dopravní pás, 2 – podepření a vedení řetězu, 3 – hnací stanice s řetězovými koly, 4 – vratná stanice s řetězovými koly, 5 – nosná ocelová konstrukce, 6 – hnací motor, 7 – systém napínání, 8 – násypka, 9 - výsypka

Uzavřený ohybný tažný prvek, kterým je článkový dopravní pás (1), obíhá okolo řetězových kol v hnací (3) a vratné stanici (4) a po celé délce vrchní a dolní větve je podepřený valivým kontaktem mezi vodícími kladkami a konstrukcí vedoucí oba dva souběžné řetězy. V řetězech je vytvořené potížené tahové předpětí pomocí napínacího systému (7), který je součástí vratné stanice (4). Nosná ocelová konstrukce (5) je zhotovena jako pevný rám situovaný po délce dopravníku a na obou dvou koncích podepírá hnací a vratnou stanici. Materiál se přivádí na pás přes násypku (8), která je součástí vratné stanice a shazuje se z dopravníku ve výsypce (9) [1].

1.4.1 ČLÁNKOVÝ PÁS

Článkový pás jako celek plní tažnou a nosnou funkci současně, ale skládá se ze tří základních konstrukčních částí, které jsou určené na přenášení tahové síly a tíhových účinků samostatně:

- tažný prvek,
- články,
- podpěrné kladky.

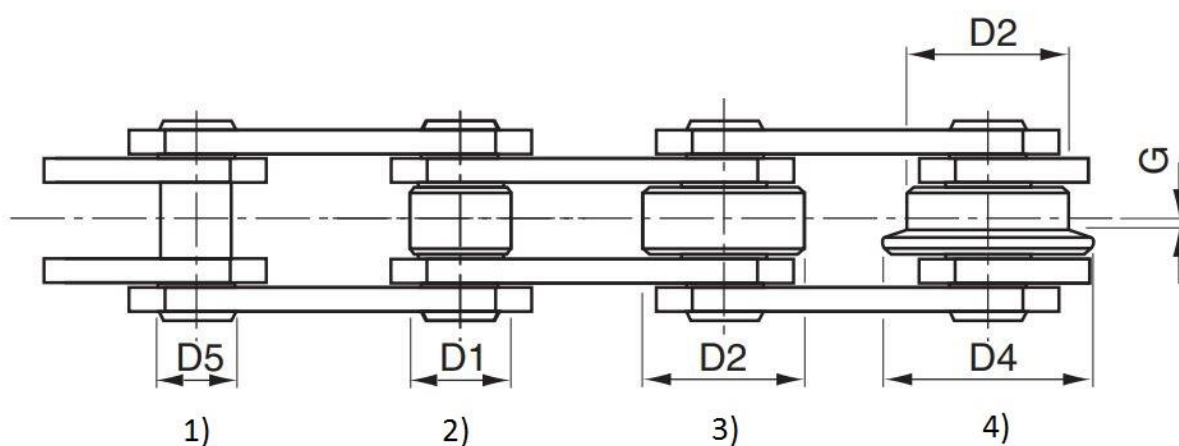
Tažný prvek tvoří dvě paralelní větve transportních řetězů obíhající okolo dvojic koncových řetězových kol v hnací a v napínací stanici. Vyskytují se i aplikace, při kterých je použitý pouze

jeden obíhající řetěz umístěný uprostřed článků, ale převažující uspořádání je s paralelními řetězy.

Jak už bylo zmíněno, řetězy a s nimi i celý článkový pás, jsou podepřené a vedené buď valivě, pomocí valivých a podpěrných kladek anebo kluzně. Podepření zachytává vertikální síly od samotného článkového pásu a od užitečného zatížení uloženého na člancích. Kluzné uložení řetězu se používá pouze pro krátké dopravníky s malým přepravním množstvím, tj. pro malá zatížení [1].

Existují čtyři základní možnosti konstrukce tažného prvku:

- jednoduchý pouzdrový řetěz
- válečkový řetěz
- řetěz s kladkami bez nákolků
- řetěz s kladkami s nákolky



Obr. 5 Druhy transportních řetězů [7]

1 – pouzdrový řetěz, 2 – válečkový řetěz, 3 – řetěz s kladkami bez nákolků, 4 – řetěz s kladkami s nákolky

Je evidentní, že valivé uložení a vedení tažného prvku, a tedy i celého článkového pásu je z hlediska třecích ztrát jednoznačně výhodnější než kluzný způsob. Při valivém uložení je možné uvažovat o dvou způsobech vzájemného uspořádání kladek a řetězu vzhledem na relativnost pohybu mezi kladkami a řetězem, takže hovoříme o valivém podepření a vedení článkového pásu:

- a) pevnými kladkami
- b) pohyblivými kladkami

Uspořádání s pevnými kladkami znamená, že kladky jsou pevně uloženy na podlouhlé nosné konstrukci dopravníku. Kladky jsou otočné okolo své osy, ale jsou neustále uchycené na místě, článkový pás se přes kladky odvaluje, přičemž dochází k neustálému, periodickému ohýbání (vlivem pohybu) tažného řetězu, pracovních článků, a i přepravovaného materiálu. To způsobuje zvýšené ztráty třením a nárůst energetické náročnosti pohonu dopravníku.

Pokud se aplikují pohyblivé kladky, jsou konstrukčně pevně spojené s řetězem v pravidelných rozestupech, pohybují se společně s řetězem (jsou řetězem unášeny) a článkový pás zachovává neměnný průhyb (převis) mezi kladkami, čímž jsou eliminovány nevýhody předcházejícího uspořádání. Tento způsob je proto výhodnější [1].

1.4.2 HNACÍ A NAPÍNACÍ STANICE

Pohon řetězových článkových dopravníků je řešený konstrukčně analogicky jako pohon u pásových dopravníků a „klasickým“ uspořádáním, ale s tím podstatným rozdílem, že výstupní hřídel z převodovky pohání dvojici hnacích řetězových kol. Standartním hnacím motorem je i v tomto případě nejčastěji používaný typ elektromotoru v dopravní a manipulační technice, kterým je třífázový asynchronní elektromotor v provedení s kotvou na krátko.

Při požadavku na vyšší přepravní kapacitu dopravníku, resp. větší přepravní délku anebo také výrazné převýšení narůstá potřebný poháněcí příkon hnací stanice, který se dosahuje instalací dvojice hnacích jednotek, pohánějících hnací řetězová kola současně s obou dvou stran společného hřídele.

Dodatečné zvýšení hnacího kroutícího momentu je možné docílit zařazením koncového redukčního převodu (jednostupňové čelní soukolí) mezi výstupní hřídel převodovky a hřídel hnacích řetězových kol. [1]

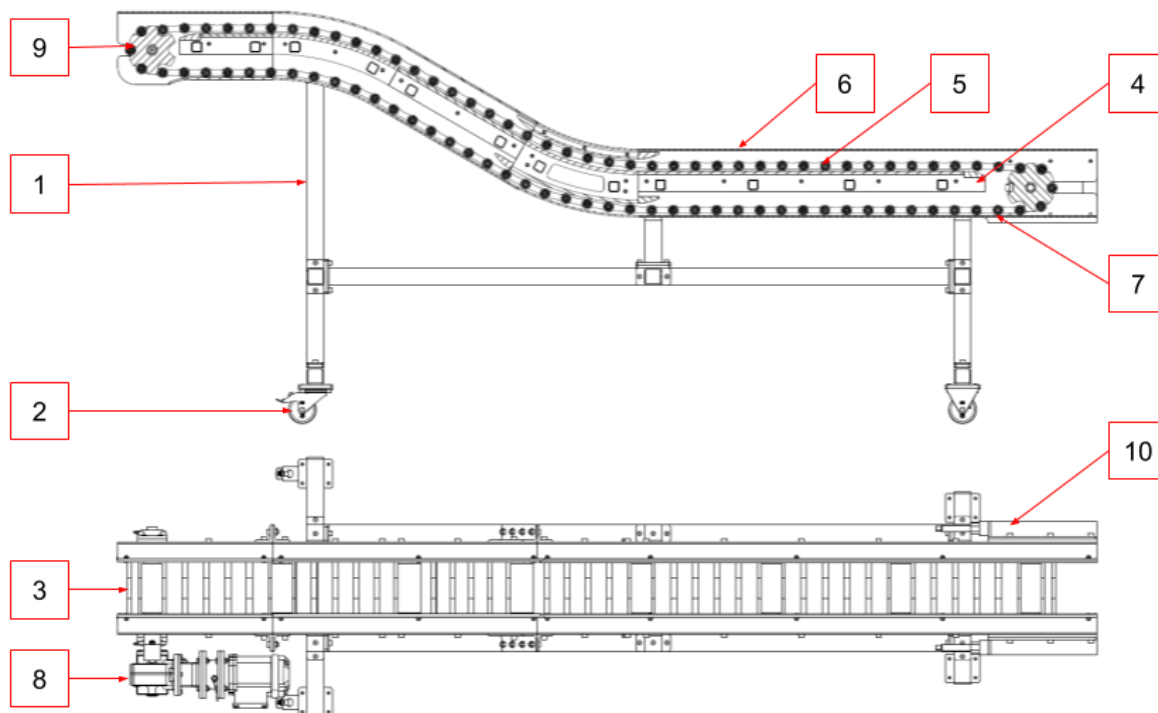
Napínání řetězových článkových dopravníků je též analogické jako u pásových dopravníků.

U kratších dopravníků s požadavkem na menší napínací síly stačí napínání pevné, tj. pohybovým závitem. Pokud jsou dopravníky delší a napínací síly větší, je nutné aplikovat napínání gravitační.

Napínací stanice je situována na opačném konci jako hnací stanice, protože má být instalováno v místě nejmenší tahové síly v řetězu. Konkrétním napínacím segmentem je posuvně uchycený rám, ve kterém je uložený hřídel dvojice vratných řetězových kol [1].

2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DOPRAVNÍKU

Samotný dopravník je umístěn na podpěrném rámu (1) osazeném pojezdovými koly (2). Článkový pás (3) osazený unašeči (hradítky) je podpírán vnitřním rámem dopravníku (4), který vede horní větev pásu (5) a zároveň spojuje bočnice dopravníku (6), jejichž spodní lem vede dolní větev pásu (7). Pohon dopravníku je zajištěn pomocí asynchronního motoru s kuželovou převodovkou nasazenou na hnací hřídeli a přišroubovanou pomocí patek převodovky (8). Tažná síla je z motoru na pás převáděna pomocí řetězových kol (9). Na opačném konci dopravníku jsou umístěny napínací ložiskové domky (10).



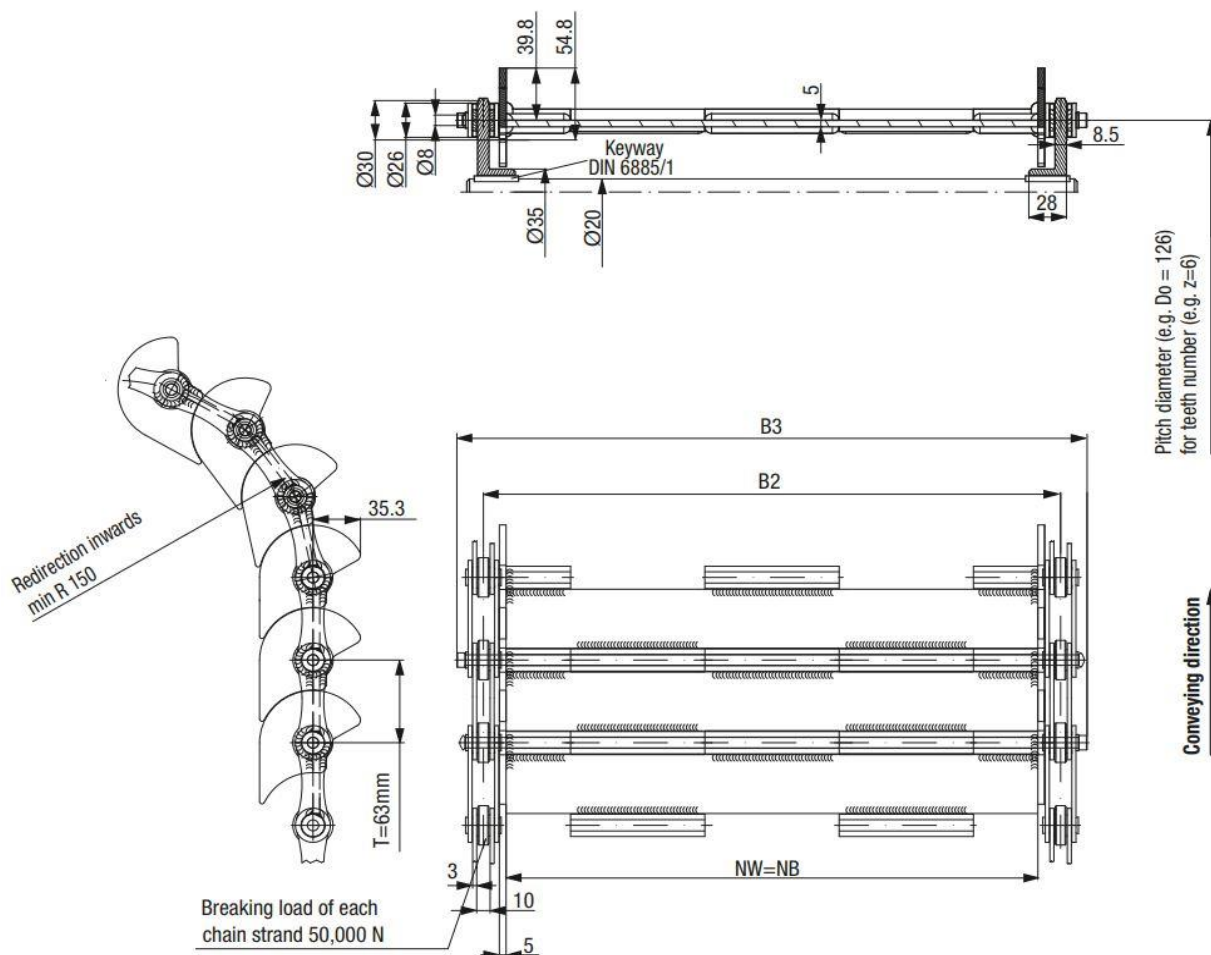
Obr. 6 Schéma dopravníku

2.1 NAKUPOVANÉ KOMPONENTY

2.1.1 ČLÁNKOVÝ PÁS

Jak již bylo zmíněno v předešlé rešerši, dopravní článkový pás je asi nejdůležitější částí jakéhokoliv řetězového článkového dopravníku, a proto jeho volbu nelze zanedbat. Z předešlých aplikací mám velice dobré zkušenosti s dopravními pásy od firmy Allert [8]. Výhodou firmy Allert je možnost objednání pásu na míru, ať už se jedná o kompletní návrh pásu dle požadavků nebo jen dodání šířky dopravního pásu, která není v jejich katalogovém listě, čehož jsem již mnohokrát využil.

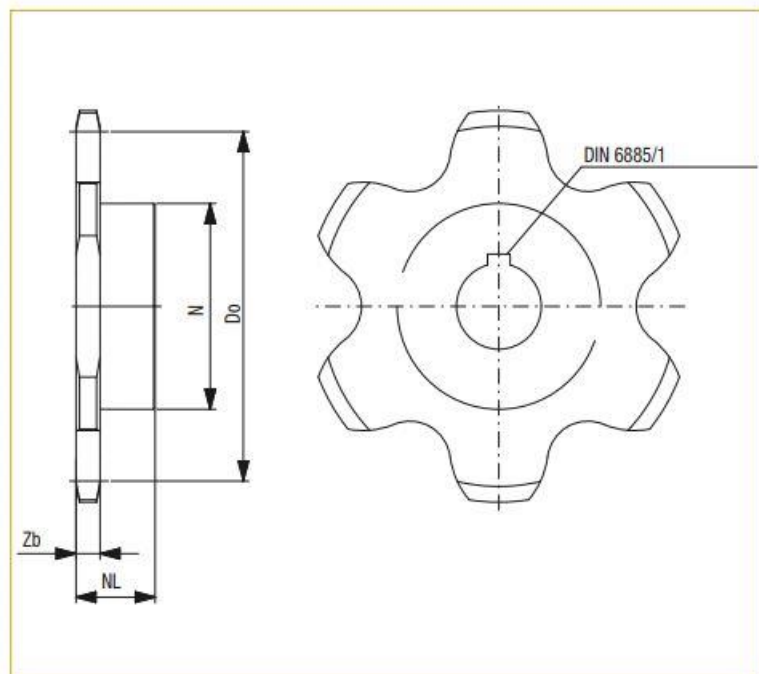
Jelikož je navrhovaný dopravník umístěn v těžkém provozu lisovny, byl zvolen dopravní pás typu **PITCH 63 HEAVY DUTY** [9] s nominální šířkou pásu **NW = 168 mm** a **šířkou kladek 10 mm**. Vzhledem k minimální katalogové hodnotě $NW = 200$ mm, bude třeba vyrobit pás na míru. Základní rozměry pásu jsou uvedeny na Obr. 7.



Obr. 7 Dopravní pás Pitch 63 Heavy duty [9]

2.1.2 ŘETĚZOVÁ KOLA

Řetězová kola jsou taktéž dodána firmou Allert. Jedná se o řetězová kola s nábojem a již hotovou dírou pro hřídel a drážkou pro pero.



Standard sprocket $z = 6$

- T = pitch
- z = number of teeth
- Do = pitch diameter \varnothing
- N = hub diameter \varnothing
- NL = hub length
- Zb = tooth width

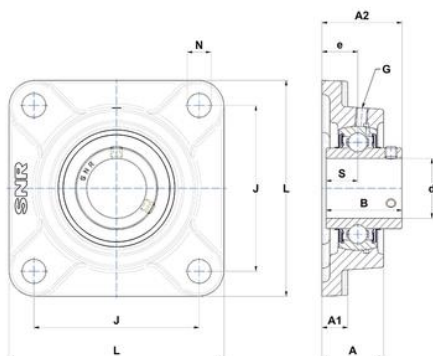
T mm	z	Do \varnothing mm	N \varnothing mm	NL mm	Zb mm	Material	Tooth profile
63	6	126	72	28	8.5	1.4301	DIN 8196

Obr. 8 Řetězové kolo [9]

2.1.3 LOŽISKOVÉ DOMKY

PEVNÉ

Ložiskové domky pro uložení hnacího hřídele jsou voleny od firmy SNR. Jedná se o ložiskové domky s radiální drážkou pro ložisko, která umožňuje naklopení ložiska. Tato vlastnost se hodí zejména kvůli tomu, že kostra dopravníku je vyrobena ze svařených profilů a plechů, a proto se předpokládají drobné nepřesnosti v uložení hřídele. Průměr ložiska byl volen podle průměru hřídele, jejímuž výpočtu se věnuje v pozdější kapitole.



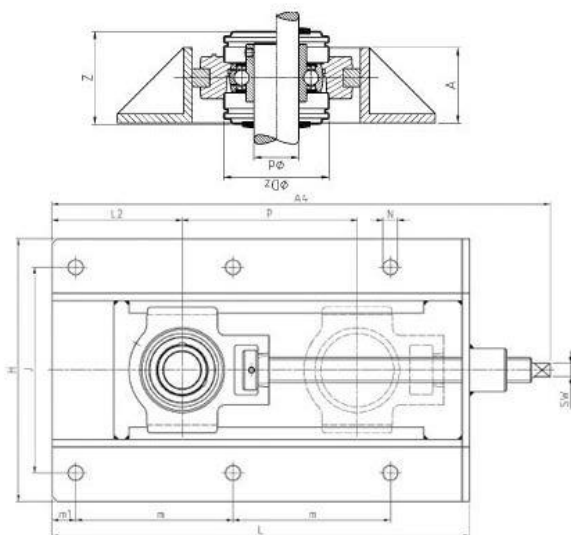
Obr. 10 Schématický náčrt ložiskového domku [10]



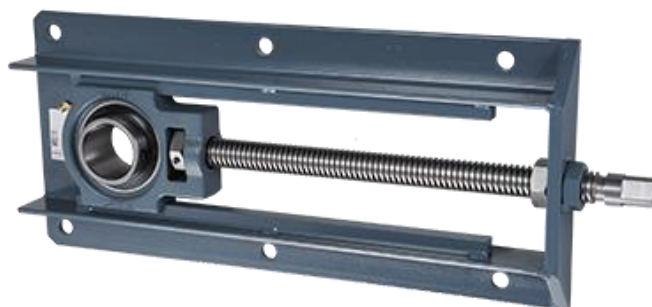
Obr. 9 Řez ložiskovým domkem [10]

NAPÍNACÍ

Napínací ložiskové domky jsou taktéž zvoleny od firmy SNR a to včetně „klece“ ve které se domky pohybují. Pro napnutí pásu slouží šroub s pohybovým závitem, který se po napnutí řetězu zajistí kontra maticí. Ložiska jsou volena stejná jako u pevných domků, což nám umožňuje držet na skladě pouze jeden typ ložisek jako náhradní díl.



Obr. 11 Schématický náčrtek napínacího ložiska [11]



Obr. 12 Napínací ložisko [11]

2.1.4 POHON

MOTOR A PŘEVODOVKA

Dodavatelem motoru i převodovky byla zvolena SEW a to z důvodu preferencí firmy Metaldyne. Motor a převodovka budou koupeny zvlášť, a ne jako komplet z důvodu použití omezovače kroutícího momentu, který mezi ně bude vložen. Samotnému omezovači se věnuji v dalším odstavci.

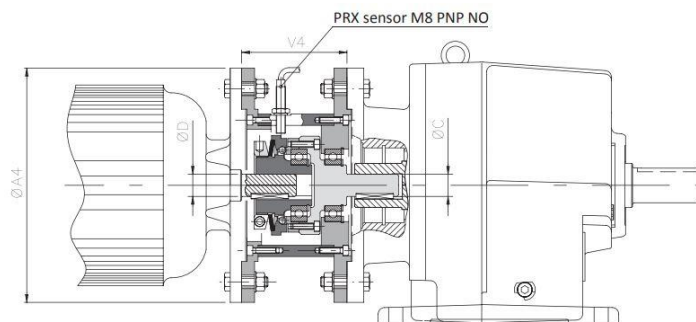
Motor byl zvolen jako asynchronní třífázový s kotvou na krátko, což je pro dopravníky toho typu typické, jak už bylo řečeno v rešeršní části práce.

Převodovka byla zvolena jako kuželová s dutým hřídelem a patkovým upevněním.

Přesný typ obou komponent je zmíněn v pozdější fázi práce po výpočtu potřebného výkonu pohonu.

MOMENTOVÝ OMEZOVAČ

Z důvodu předejití spálení motoru jako následek seknutí dopravníku byl použit omezovač kroutícího momentu **0.47-DSS-F-SG-PR-V-D11-T1** od firmy **ComInTec**. Tento typ je vhodný pro motory typu **IEC 63a**. Jeho největší výhodou však je možnost připojení snímače překročení kroutícího momentu. Tento signál bude využit pro zastavení lisu a upozornění obsluhy v případě, že by se dopravník zasekl viz. Obr. 13.



DIMENSIONI E CARATTERISTICHE TECNICHE

Grandezza	Coppia [Nm]				Motore IEC	DSS/SG/PR-V D H7 - C h7	Flange B5		Velocità max [Rpm]	Peso [Kg]
	T1	T2	T3	T4			A4	V4		
00.47	3 - 7,5	5 - 15	8,5 - 23	-	63a	11	140	52,5	4000	3,5
					71a	14	160	54,5		4,2

Obr. 13 Omezovač krouticího momentu [12]

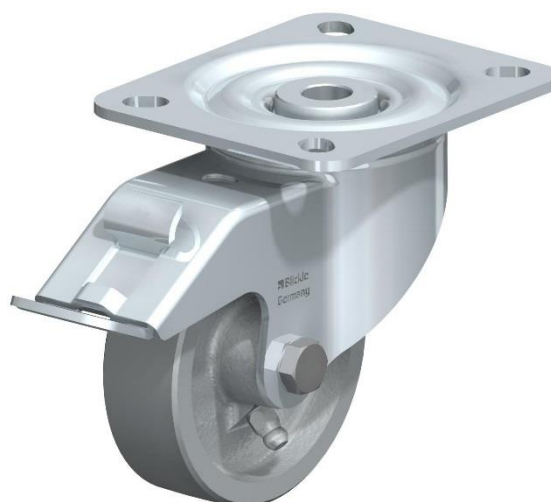
2.1.5 POJEZDOVÁ KOLA

Jak již bylo řečeno v úvodu této práce, jedna z důležitých vlastností dopravníku by měla být jednoduchá manipulace při vysouvání a zasouvání dopravníku do lisu. Na předchozích dopravnících byla volena koncepce dvou ječků obdélníkového průřezu připevněných k rámu dopravníku, které sloužili pro vidle vysokozdvizného vozíku. U této aplikace by však toto řešení bylo problematické vzhledem k „nepřesnosti“ vysokozdvizného vozíku a minimálnímu prostoru v lisu. Proto byla zvolena koncepce dvou párů pojezdových kol od firmy Blickle o průměru 80 mm. Díky této koncepci dokáže obsluha vytáhnout dopravník z lisu bez použití dalšího nářadí.

Kola umístěná v prostoru lisu jsou pevná, bez možností otáčení a kola „trčící“ z lisu jsou otočná, s možností aretace. Jednoduché sešlápnutí packy dokáže kolo znehybnit ve všech osách, čímž se dopravník stane nepojídným. Materiál kol byl zvolen hliník, a to z důvodu, že v prostředí lisovny může dojít ke kontaktu s díly o vysoké teplotě a pryžové provedení by nemělo dlouhou životnost.



Obr. 14 Pojezdové kolo pevné [13]

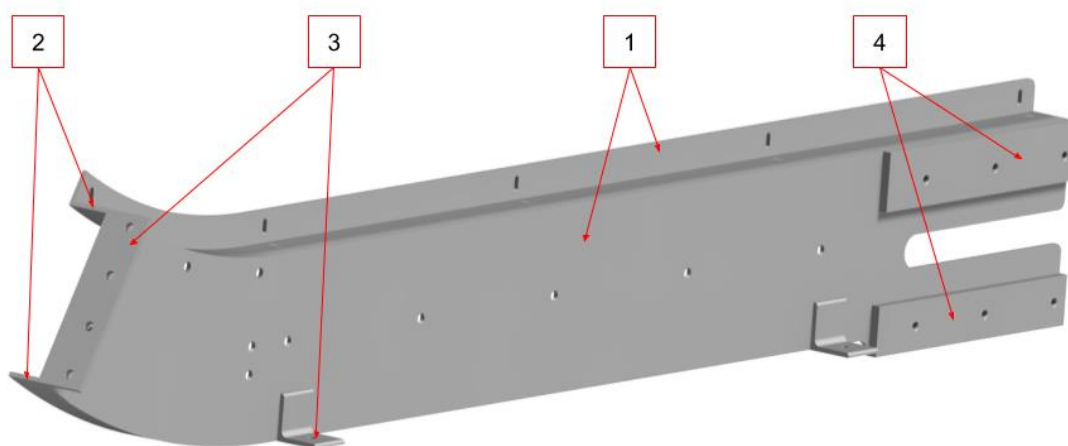


Obr. 15 Pojezdové kolo otočné [13]

2.2 VYRÁBĚNÉ KOMPONENTY

2.2.1 BOČNICE DOPRAVNÍKU

Bočnice dopravníku viz. Obr. 16, plní jak funkční, tak designovou funkci. Slouží jako krytování vnitřku dopravníku tak, aby byla vidět pouze funkční část pásu a kladky zůstaly schované. Všechny bočnice jsou vyrobeny z pálených plechů o tloušťce 5 mm (1) na které jsou přivařené skružené pásoviny (2). Spodní skružená pásovina slouží k vedení vratné větve pásu. Pro spojení jednotlivých bočnic a jejich upevnění na podpěrný rám jsou použity navařené L profily (3). Z důvodu použití pouze 5 mm plechů a nutnosti přišroubování ložiskových domků na bočnice, bylo zvoleno dodatečné navaření plechů o tl. 10 mm (4). Do těchto plechů jsou po svaření vyvrtány připojovací závitové díry, čímž se zajistí přesnější pozice ložiskových domků vůči sobě.



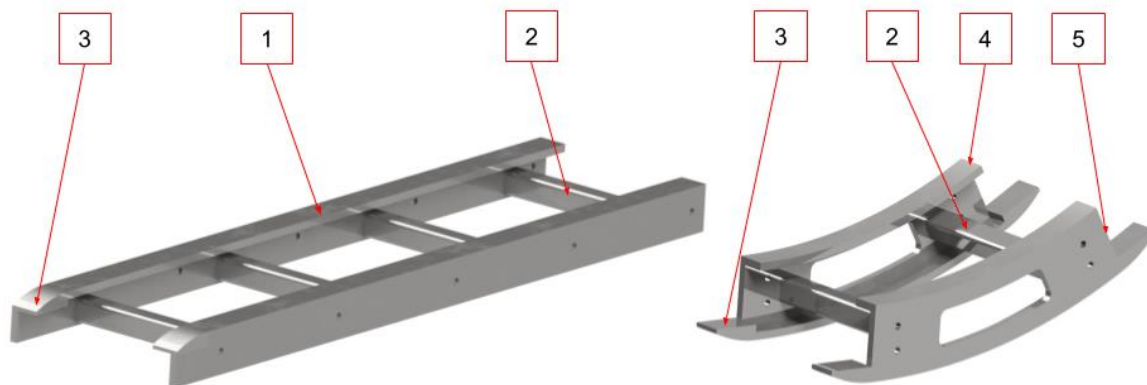
Obr. 16 Bočnice dopravníku - I

2.2.2 VNITŘNÍ RÁM

Vnitřní rám viz. Obr. 17, se skládá z pěti koncepčně stejných částí. Vždy se jedná o svařence z obráběných L profilů o tloušťce ramene 10 mm (1), do kterých je zasazena náběhová kostka s vyfrézovaným rádiusem (3). Toto řešení je použito na místech, kde pás nabíhá na vedení.

V případě místa, kde dochází k lomení dopravníku, je vedení pásu koncipováno jako pálený plech (5), na který jsou navařené skružené pásoviny (4). Součástí vnitřního rámu je i napínací rádius sloužící k vedení horní větve pásu v místě zlomu.

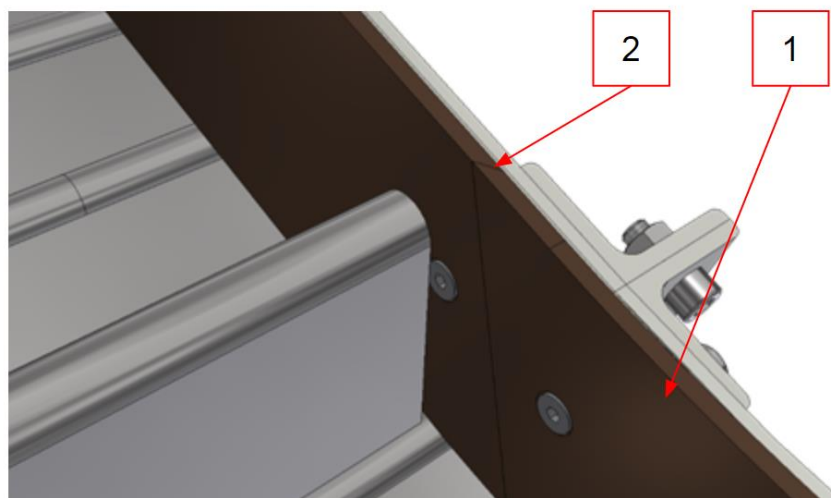
Oba dva typy rámu jsou vždy spojeny jekly 30x30x2,5 (2). Z boku jsou do rámu vyvrtány závitové díry sloužící k připevnění bočnic dopravníku.



Obr. 17 Vnitřní rám

2.2.3 BOČNICE PÁSU

Jelikož jsou díly dopadající na pás ze skluzu těžké, je nutné samotný pás co nejvíce chránit. Jedna z možností jsou i dodatečné bočnice pásu (1), které zabráňují tomu, aby dopadající díly narážely do bočnic samotného pásu. Zároveň slouží i jako zábrana, aby díly při dopadu na dopravník, a i samotné dopravě nevypadly. Jelikož se jedná o poměrně dost namáhanou součást, jsou bočnice vyrobeny z ořezavzdorného plechu Hardox 400 o tloušťce 5 mm. Výhodou tohoto materiálu je i jeho povrchová tvrdost, která je výhodná zejména z důvodu, že vylisované díly mají ostré hrany a do klasické nezušlechtěné oceli by se dokázaly zaseknout, což by mohlo vést k zastavení dopravníku. Bočnice jsou vyrobeny ze 3 dílů. V místě spoje jsou vždy zkosené a překryté (2), aby nikde nevznikly ostré hrany, o které by se díly dokázaly seknout.



Obr. 18 Bočnice pásu

2.2.4 RÁM DOPRAVNÍKU

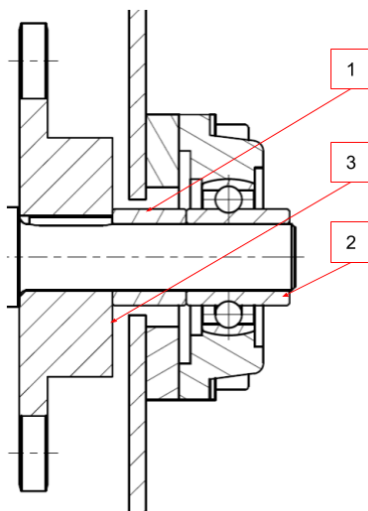
Jedná se o rám, na kterém celý dopravník stojí. K dopravníku je připojený na šesti místech pomocí L profilů na bočnicích. Rám je tvořený z ocelových profilů 50x50x3m, které jsou spolu spojeny šrouby. Celý rám je umístěn na pojezdových kolech zmíněných v kapitole 2.1.5.



Obr. 19 Rám dopravníku

2.2.5 DISTANČNÍ TRUBKY

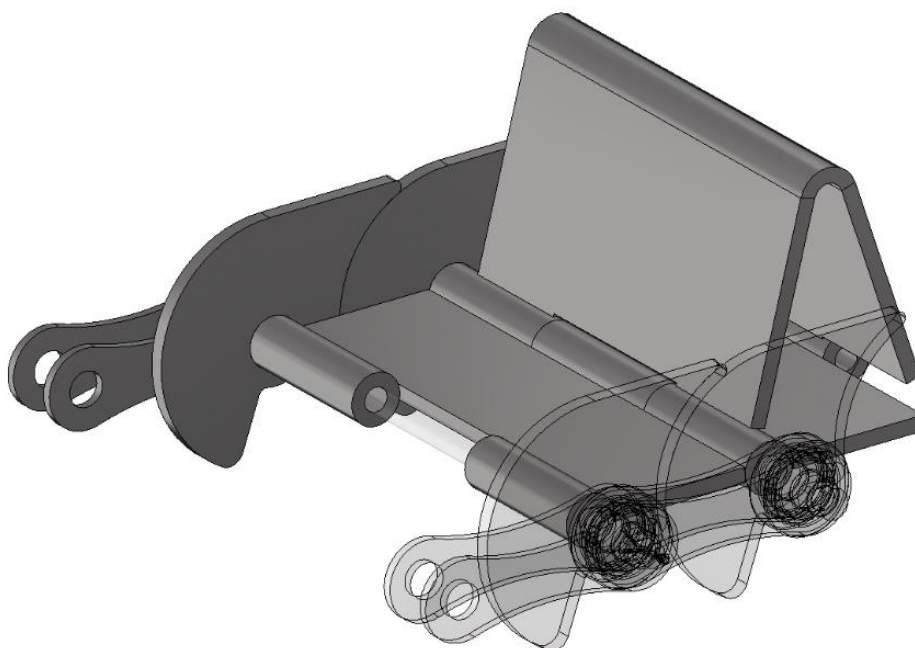
Slouží k axiálnímu vymezení řetězových kol na hřídelích. Zároveň jsou pomocí nich axiálně zajištěny i obě hřídele (hnací, hnaná). Distanční trubky (1) jsou vyrobeny o 5 mm delší, než by měla být jejich ideální délka, a po sestavení dopravníku a vystředění pásu se zakrátkí na přesnou délku. Distanční trubky se z jedné strany opírají o vnitřní kroužek ložiska (2) a druhým koncem o řetězové kolo (3).



Obr. 20 Uložení hřídele

2.2.6 UNAŠEČE

V případě, že je díl dopravovaný v horizontální poloze není s jeho unášením problém. Ten nastává ve chvíli, kdy je nutné překonat dopravní výšku a pás začne stoupat. Z důvodu, že některé typy dílů mohou na páse ležet tak, že se mohou začít kutálet, jsou na dopravníku navařeny ocelové unašeče. Tím, že jsou unašeče z každé strany zkosené, dokážeme eliminovat cvaknutí dílu v místě rádiusu, což nastávalo v případě hradítek rovných. Proto jsou unašeče vyráběny dodatečně a nejsou dodány spolu s pásem rovnou od výrobce.



Obr. 21 Článek pásu s unašečem

3 VOLBA POHONU A KONTROLNÍ VÝPOČTY

Tato kapitola je věnována volbě hnacího motoru a převodové skříně, kontrole hnací hřídele, ložiskových domků a perových spojů.

3.1 VÝPOČET POHONU

Správná volba pohonu je asi nejdůležitější část návrhu řetězového článkového dopravníku. Od pohonu se odvíjí velikost hnací hřídele, ložisek a celkové uspořádání hnací stanice dopravníku. Výpočet probíhal dle [14].

3.1.1 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

Pro výpočet pohonu je důležité, jaké množství materiálu dopravník přepraví za hodinu. Tuto hodnotu zjistíme z následujícího vzorce:

$$Q_h = m_1 \cdot n_l [\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_h = 6 \cdot 2100 = 12,6 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Kde:

m_1 [kg] hmotnost jednoho kusového břemena,

n_l [hod^{-1}] počet zdvihů lisu za hodinu.

3.1.2 STANOVENÍ DÍLČÍCH ODPORŮ

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_1

Je síla potřebná k překonání odporů tření tažného prostředku, způsobeného hmotností dopravovaného materiálu (horní větev) [14].

Nejprve musíme spočítat délkové zatížení článkového pásma od hmotnosti dopravovaného nákladu:

$$q_1 = \frac{Q_h \cdot g}{3,6 \cdot v} [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (2)$$

$$q_1 = \frac{12,61 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 0,2} = 171,62 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení,

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost článkového pásma, volím $v=0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Následuje výpočet součinitele odporu kladek:

$$\mu_1 = \frac{f_1 \cdot d_1 + 2f_2}{D_1} \cdot k_2 \quad (3)$$

$$\mu_1 = \frac{0,03 \cdot 5 \text{ mm} + 2 \cdot 1}{30 \text{ mm}} \cdot 1,25 = 0,09$$

Kde:

D_1	[mm]	vnější průměr kladek;
d_1	[mm]	průměr čepu kladek;
f_1	[-]	součinitel tření v nábojích kladek, volím $f_1=0,03$ dle [14];
f_2	[-]	součinitel valivého tření obvodu kladek, volím $f_2=1$ dle [14];
k_2	[-]	součinitel odporu okolků kladek, volím $k_2=1,25$ dle [14].

Když máme všechny potřebné hodnoty, spočítáme výslednou sílu:

$$F_1 = \mu_1 \cdot q_1 \cdot L_v \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_1 = 0,09 \cdot 171,62 \cdot 2,85 = 43,82 \text{ N}$$

Kde:

L_v	[m]	vodorovný průmět délky článkového dopravníku.
-------	-----	---

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_2

Je složka obvodové síly potřebná k překonání odporu tření tažného prostředku způsobeného vlastní hmotností článkového pásma [14].

Tato síla je pro kladky pojízdné:

$$F_2 = 2\mu_1 \cdot q_2 \cdot L_v \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_2 = 0,09 \cdot 175 \cdot 2,85 = 89,36 \text{ N}$$

Kde:

q_2	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	délkové zatížení pásma od vlastní hmotnosti.
-------	----------------------------------	--



SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_3

Je síla potřebná k překonání odporu způsobeného zvedáním dopravovaného materiálu [14] :

$$F_3 = q_1 \cdot H \text{ [N]} \quad (6)$$

$$F_3 = 171,62 \cdot 0,4 = 68,65 \text{ N}$$

Kde:

H [m] dopravní výška.

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_4

Je síla potřebná k překonání odporu kloubů řetězu při obíhání pásma kolem napínacích řetězových kol na ruzici [14]:

$$F_4 = f_4 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_n \text{ [N]} \quad (7)$$

$$F_4 = 0,4 \cdot \frac{11,5}{126} \cdot 134,04 = 4,89 \text{ N}$$

Napínací síla F_n se předběžně volí dle [14]:

$$F_n = 1,5 \cdot F_2 \text{ [N]} \quad (8)$$

$$F_n = 1,5 \cdot 89,36 = 134,04 \text{ N}$$

Kde:

D_2 [mm] průměr roztečné kružnice napínacích řetězových kol;

d_2 [mm] průměr čepů v kloubech řetězu;

f_4 [-] součinitel kluzného tření v kloubech řetězu, volím $f_4=0,4$ dle [14].

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_5

Je síla potřebná k překonání odporu tření v ložiskách napínacího hřídele [14]:

$$F_5 = f_5 \cdot \frac{d_3}{D_2} \cdot F_n \text{ [N]} \quad (9)$$

$$F_5 = 0,03 \cdot \frac{1}{12} \cdot 134,04 = 0,4 \text{ N}$$

$$\frac{d_3}{D_2} \text{ se dle [14] předběžně volí } \frac{d_3}{D_2} = \frac{1}{12}$$

Kde:

- d_3 [mm] průměr hřídele napínacích řetězových kol;
 f_5 [-] součinitel tření pro valivá ložiska, volím $f_5=0,03$ dle [14].

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_6

Je síla potřebná k překonání odporu shazovače [14]. Jelikož dopravník shazovač neobsahuje:

$$F_6 = 0 \text{ N} \quad 10)$$

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_7

Je síla potřebná k překonání odporu vznikajícího při změně sklonu dopravníku [14], která je při konvexním provedení:

$$F_7 = \mu_1 \cdot \beta \cdot \frac{\pi}{180} \cdot T_A \text{ [N]} \quad 11)$$

$$F_7 = 0,09 \cdot 30^\circ \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 4000 = 187,53 \text{ N}$$

Kde:

- β [°] úhel ohybu pásu, volím $\beta=30^\circ$;
 T_A [N] tah v pásu v místě ohybu, volím $T_A=4000 \text{ N}$ dle [14].

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_8

Je síla potřebná k překonání odporu tření sypkých hmot od pevné postranice.

V případě, že postranice jsou jen ochranou proti možnému padání dopravovaného nákladu z pásma na strany (stálé tření o ně nenastává), např. při dopravě kusového zboží se počítá se silou dle [14]:

$$F_8 = 0,5 \cdot l_1 \text{ [N]} \quad 12)$$

$$F_8 = 0,5 \cdot 2,85 = 1,43 \text{ N}$$

Kde:

- l_1 [m] délka postranic dopravníku.

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_9

Je síla potřebná k překonání odporu kloubů řetězu při obíhání pásu kolem hnacích řetězových kol nebo růžic [14]:

Tažná síla v horní větvi:

$$T_1 = F_1 + 1,25 \cdot F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_8 + q_2 \cdot H \text{ [N]} \quad 13)$$

$$T_1 = 43,82 + 1,25 \cdot 89,36 + 68,65 + 4,89 + 0,4 + 0 + 1,43 + 175 \cdot 0,4 = 232,26 \text{ N}$$

Tažná síla ve spodní větvi:

$$T_2 = 0,25 \cdot F_2 + q_2 \cdot H \text{ [N]} \quad 14)$$

$$T_2 = 0,25 \cdot 89,36 + 175 \cdot 0,4 \text{ N} = 92,34 \text{ N}$$

Když máme spočítané tažné síly v obou větvích, můžeme dosadit do rovnice obvodové síly F_9 :

$$F_9 = f_4 \cdot \frac{d_2}{D_3} \cdot (T_1 + T_2) \text{ [N]} \quad 15)$$

$$F_9 = 0,4 \cdot \frac{11,5}{126} \cdot (232,26 + 92,34) = 11,85 \text{ N}$$

Kde:

D_3 [mm] průměr roztečné kružnice hnacích řetězových kol.

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_{10}

Je síla potřebná k překonání odporu v ložiskách hnacího hřídele:

$$F_{10} = f_5 \cdot \frac{d_4}{D_3} \cdot (T_1 + T_2) \text{ [N]} \quad 16)$$

$$F_{10} = 0,03 \cdot \frac{1}{6} \cdot (232,26 + 92,34) = 1,62 \text{ N}$$

$\frac{d_4}{D_3}$ se dle [14] předběžně volí $\frac{d_4}{D_3} = \frac{1}{6}$

3.1.3 STANOVENÍ CELKOVÉ OBVODOVÉ SÍLY F

Spočteme jako sumu všech jejích složek:

$$F = \sum_{i=1}^{10} F_i \text{ [N]} \quad 17)$$

$$F = 43,82 + 89,36 + 68,65 + 4,89 + 0,4 + 0 + 187,53 + 1,43 + 11,85 + 1,62$$

$$F = 409,54 \text{ N}$$

3.1.4 URČENÍ PŘÍKONU MOTORU

VÝKON NA HNACÍM HŘÍDELI

Stanoví se ze vzorce:

$$P_a = \frac{F \cdot v}{1000} \text{ [kW]} \quad 18)$$

$$P_a = \frac{409,54 \cdot 0,2}{1000} = 0,08 \text{ kW}$$

VÝKON HNACÍHO MOTORU

Stanoví se ze vzorce:

$$P_m = k_4 \cdot \frac{P_a}{\eta} \text{ [kW]} \quad 19)$$

$$P_m = 1,15 \cdot \frac{0,08}{0,96} = 0,15 \text{ kW}$$

Kde:

k_4 [-] součinitel bezpečnosti, volím $k_4=1,15$ dle [14];

η [-] účinnost převodu, volím $\eta=0,96$ dle [14].

3.1.5 VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY

Jak již bylo řečeno, vzhledem k preferenci firmy Metaldyne byla jako dodavatel pohonu zvolena firma SEW. Proto jsem podle vypočtených a zvolených hodnot došel k následujícím komponentám, které byly na dopravníku použity.

Jako motor byl zvolen třífázový asynchronní motor typu **DRN63M4**.

Jako převodovka byla zvolena kuželová převodovka typu **KA19BAM63**.

Tabulka 1 Parametry kombinace DRN63M4 a KA19BAM63

Veličina a jednotky	Hodnota	Popis
P_m [kW]	0,18	Výkon motoru
n_2 [ot.min ⁻¹]	31	Výstupní otáčky převodovky
M_k [Nm]	55	Výstupní moment převodovky

3.1.6 KONTROLA DOPRAVNÍ RYCHLOSTI

Skutečná dopravní rychlost dopravníku se určí z následujícího vztahu:

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot D_3}{60} [m \cdot s^{-1}] \quad 20)$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 31 \cdot 0,126}{60} = 0,204 m \cdot s^{-1}$$

Podle předchozího vztahu jsme zjistili, že skutečná rychlost dopravníku bude $0,204 m \cdot s^{-1}$, což je rozdíl 2% oproti původním výpočtům. Tento rozdíl je přípustný a komponenty budou použity.

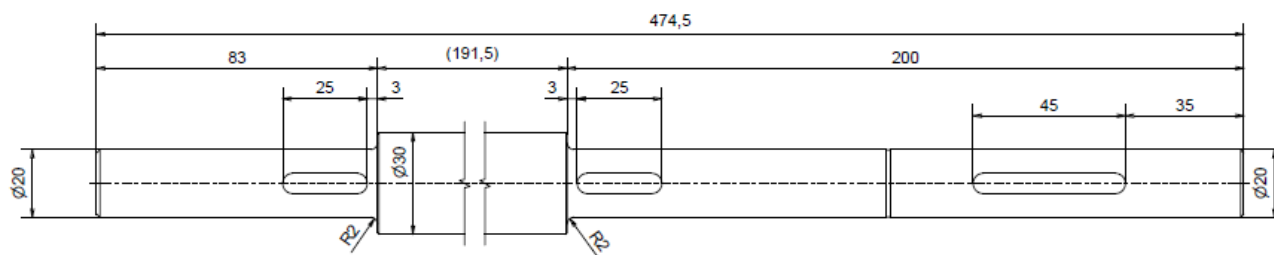
3.2 NÁVRH HNACÍ HŘÍDELE

Při návrhu hnací hřídele je nutné nejdříve určit působící zatížení, následně minimální průměr a nakonec zkontrolovat perové spoje. Převodovka je přišroubován ke konzoli na bočnici přes její patkové upevnění tak, aby svojí váhou nezatěžoval hřídel.

Rozměry hřídele jsou zobrazeny na Obr. 22. Materiál byl použit 11 600, což je pro hřídele typické.

Tabulka 2 Charakteristika materiálu 11 600

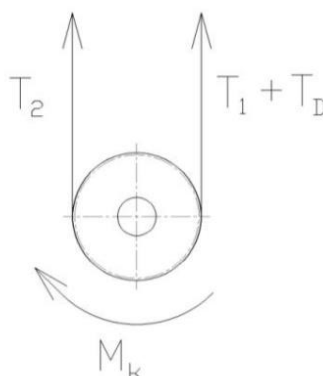
Veličina a jednotky	Hodnota	Popis
R_m [MPa]	600	Mez pevnosti
R_e [MPa]	330	Mez kluzu v tahu
σ_{CO} [MPa]	280	Mez únavy v ohybu
σ_C [MPa]	220	Mez únavy tah-tlak
τ_{CK} [MPa]	170	Mez únavy v krutu



Obr. 22 Hnací hřídel

3.2.1 URČENÍ ZATÍŽENÍ

Na hřídel působí tahové síla od řetězu a kroutící moment. Zatížení je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 23 zatížení hřídele

Výsledná zatěžující síla je dána součtem těchto sil. Nejprve je však nutné spočítat dynamickou sílu T_D :

$$T_D = 6 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot t \cdot m_2 [N] \quad (21)$$

Podle následujícího vzorce určíme pohybující se hmotnost m_2 :

$$m_2 = \frac{(q_1 + k_5 \cdot q_2) \cdot L}{g} [kg] \quad (22)$$

$$m_2 = \frac{(205,94 + 2 \cdot 175) \cdot 5,7}{9,81} = 323,1 \text{ kg}$$

Kde:

L [m] přesná délka řetězu

Potom:

$$T_D = 6 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot t \cdot m_2 [N] \quad (23)$$

$$T_D = 6 \cdot \pi^2 \cdot 0,42^2 \cdot 0,063 \cdot 323,1 = 214,4 \text{ N}$$

Jakmile máme všechny působící síly, může spočítat výslednou zatěžující sílu F_Z :

$$F_Z = T_1 + T_2 + T_3 [N] \quad (24)$$

$$F_Z = 92,33 + 241 + 214,4 = 440,54 \text{ N}$$

Jelikož je použit pás se dvěma řetězy, síla na jedno kolo bude:

$$\frac{F_Z}{2} = 220,27 \text{ N} \quad (25)$$

Velikost kroutícího momentu je dána výstupním momentem převodovky, tedy:

$$M_K = M_{KC} = 55 \text{ Nm} \quad (26)$$

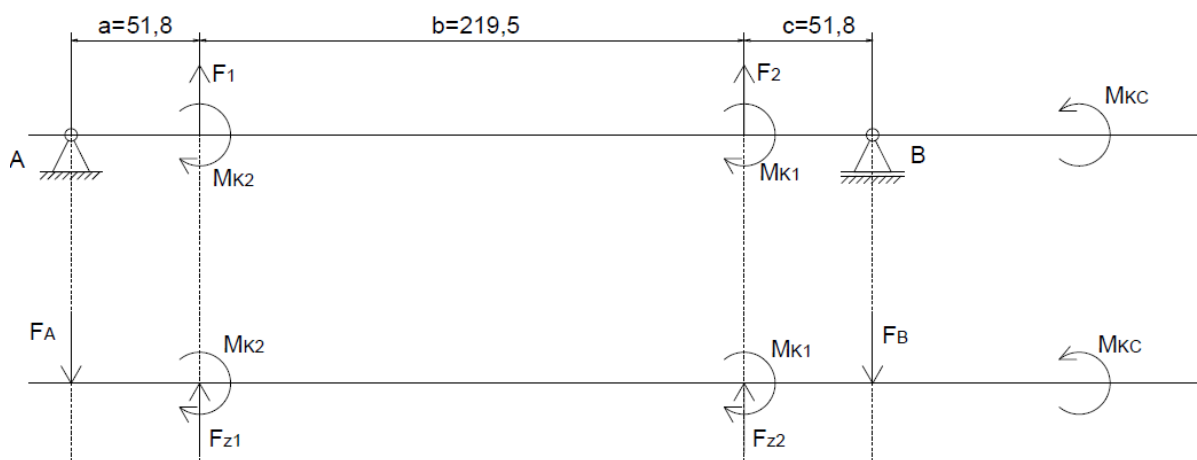
Kde:

M_{KC} [n.m] Vstupní moment na hřídeli

M_{k1} a M_{k2} [n.m] Kroutící momenty řetězových kol

3.2.2 UVOLNĚNÍ A VÝPOČET REAKCÍ

Hřídel je přímý, momentově a silově zatížený prut, který je v místech A a B uložený v ložiscích a v místě C v převodovce. Uvolnění je provedeno na následujícím obrázku.



Obr. 24 Uvolnění hřídele

Kde:

F_{z1} a F_{z2} [N] Složky výsledné zatěžující síly

Nyní je nutné provést statický rozbor:

$$s = \mu - v = 2 - 2 = 0 \quad (27)$$

Kde:

s [-] počet stupňů statické neurčitosti

μ [-] počet neznámých nezávislých parametrů

v [-] počet použitelných podmínek statické rovnováhy

Z použitelných podmínek statické rovnováhy můžeme určit neznáme reakční síly F_A a F_B :

$$\begin{aligned} -F_A + F_1 + F_2 - F_B &= 0 \\ -F_A \cdot (a + b + c) + F_1 \cdot (b + c) + F_2 \cdot (c) &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Jednoduchým dosazením do rovnic statické rovnováhy zjistíme neznáme parametry:

$$\begin{aligned} F_A &= 220,27 \text{ N} \\ F_B &= 22,27 \text{ N} \end{aligned} \quad (29)$$

Jelikož se jedná o symetrickou úlohu, obě reakční síly vyšly stejné.

3.2.3 VVÚ A ROZBOR ZATĚŽOVÁNÍ

Pro sestrojení VVÚ bylo v využito Schwedlerových vět. Průběh VVÚ je i s hodnotami znázorněn na Obr. 25., kde T popisuje průběh posouvajících sil, M_o průběh ohybového momentu a M_K průběh kroutícího momentu.

Jak je z průběhu VVÚ vidět, v případě tohoto hřídele dochází ke kombinovanému namáhání v ve chvíli rotace. Je evidentní, že normálové napětí od ohybu bude mít cyklický průběh. Smykové napětí bude mít průběh konstantní.

3.2.4 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE

Jak již bylo řečeno, hřídel bude zatěžována jak staticky, tak cyklicky. Staticky je zatěžována v momentě, kdy se pás nehýbe. V Takovém případě nemusíme uvažovat kroutící moment a dynamickou sílu. Bezpečnost je nutné vztáhnout k meznímu stavu pružnosti, kde byla zvolena hodnota 1,8. T

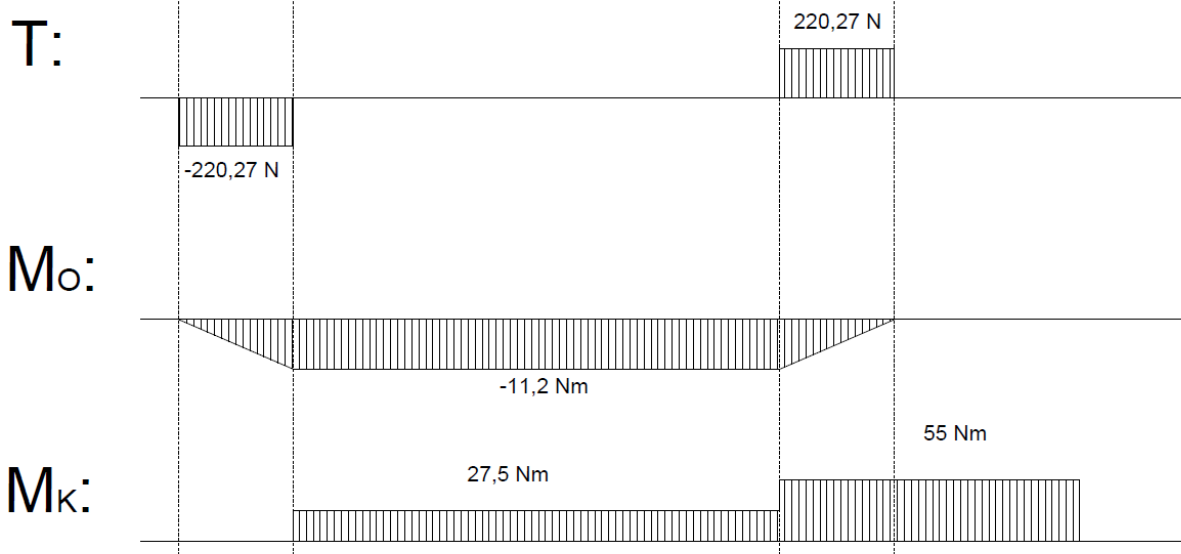
Pro výpočet minimálního průměru musíme volit místo, které z pohledu namáhání kritické. Z Obr. 25 je patrné, že toto místo leží v bodech působení sil F_1 a F_2 , jelikož se jedná o místa s největším ohybovým momentem a zároveň zde při cyklickém zatěžování působí moment kroutící. Z důvodu, že při statickém zatěžování budou síly znatelně nižší, budeme počítat jen minimální průměr při zatěžování cyklickém.

CYKICKÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti je při cyklickém zatěžování provedena podle Soderbergova kritéria. V případě, že střední hodnota ohybového momentu a amplituda kroutícího momentu jsou nulové, platí vztah:

$$d_{min} = \left[\frac{48k}{\pi} \sqrt{\left(\beta_{\sigma} \frac{M_o}{\sigma'_C} \right)^2 + \left(\beta_{\tau} \frac{M_K}{Re} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

Kde:



Obr. 25 Průběh VVÚ

d_{\min}	[mm]	minimální průměr hřídele
σ'_C	[MPa]	mez únavy v ohybu reálné součásti
β_σ	[-]	součinitel vrubu, $\beta_\sigma=1,6$ dle [15]
β_τ	[-]	součinitel vrubu, $\beta_\tau=1,5$ dle [15]

Mez únavy v ohybu reálné součásti se určí dle [16]:

$$\sigma'_C = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (31)$$

Kde:

σ_{Co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
k_a	[-]	součinitel povrchu, $k_a=aR_m^b=4,51 \cdot 600^{-0,265}=0,83$
k_b	[-]	součinitel velikosti, $k_b=1,24d^{-0,107}=1,24 \cdot 20^{-0,107}=0,9$
k_c	[-]	součinitel zatížení, $k_c=1$
k_d	[-]	součinitel zatížení, $k_d=1$
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti, $k_e=0,897$
k_f	[-]	součinitel dalších vlivů, $k_f=1$

Tedy:

$$\sigma'_C = 0,83 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 280 = 220,53 \text{ MPa} \quad (32)$$

Když máme všechny potřebné hodnoty, můžeme spočítat minimální průměr hřídele:

$$d_{\min} = \left[\frac{48 \cdot 1,8}{\pi} \sqrt{\left(1,6 \frac{11200}{220,53}\right)^2 + \left(1,5 \frac{27500}{330}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 14,75 \text{ mm} \quad (33)$$

Lze konstatovat, že dle výpočtů nesmí být minimální průměr hřídele menší než 14,1 mm, z konstrukčního hlediska volím průměr 20 mm.

3.2.5 KONTROLA PEROVÝCH SPOJŮ

Na celém dopravníku jsou použity dva typy per, které se liší pouze délkou. Jedna varianta slouží k spojení hřídele a převodovky, druhá pak ke spojení hřídele a řetězových kol.

HŘÍDEL A PŘEVODOVKA

Pro daný spoj je použito pero 6e7 x 6 x 45 ČSN 02 2562.

Pero nejdříve zkontrolujeme na smyk. Parametry pera najdeme v tabulce níže.

Tabulka 3 Parametry pera

Veličina a jednotky	Hodnota	Popis
b [mm]	6	Šířka pera
h [mm]	6	Výška pera
t [mm]	3,5	Hloubka drážky v hřídeli
t ₁ [mm]	2,5	Hloubka drážky v náboji
d [mm]	20	Průměr hřídele
k [-]	2	Bezpečnost
p _D [MPa]	120	Dovolený tlak mezi hřídelí a nábojem
R _{es} [MPa]	210	Mez kluzu ve smyku materiálu hřídele

Kontrola na smyk

Střižná síla:

$$F_t = \frac{2M_k}{d} = \frac{2 \cdot 55000}{20} = 5500 \text{ N} \quad (34)$$

Maximální přípustné smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{R_{es}}{k} = \frac{210}{2} = 105 \text{ MPa} \quad (35)$$

Minimální délka pera dle kontroly na smyk:

$$l_{min} = \frac{F_t}{\tau_s b} = \frac{5500}{105 \cdot 6} = 8,7 \text{ mm} \quad (36)$$

Minimální délka pera dle výpočtu na smyk musí být 8,7 mm. Z konstrukčních důvodů volím pero 6e7 x 6 x 45 ČSN 02 2562.

Kontrola pera na otlačení

Zvolené pero je třeba zkontrolovat na otlačení, a to jak v hřídeli, tak v náboji, jelikož styčná plocha pera se u obou součástí mění.

Pro hřídel:

$$F_{k1} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{55000}{\frac{20}{2} - \frac{3,5}{2}} = 6666,7 \text{ N} \quad (37)$$

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} = \frac{6666,7}{45 \cdot 3,5} = 42,32 \text{ MPa} \quad (38)$$

Pro náboj:

$$F_{k2} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t_1}{2}} = \frac{55000}{\frac{20}{2} - \frac{2,5}{2}} = 6285,7 \text{ N} \quad (39)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{(l - b) \cdot t_1} = \frac{6285,7}{(45 - 6) \cdot 2,5} = 64,46 \text{ MPa} \quad (40)$$

Kde:

F_{k1} a F_{k2} [N] Síla na pero;

p_1 a p_2 [MPa] Tlak na pero.

Porovnání:

$$p_1 < p_D \Rightarrow 42,32 < 120 \quad (41)$$

$$p_2 < p_D \Rightarrow 64,46 < 120 \quad (42)$$

Dle vztahů (40) a (41) je zřejmé, že zvolené pero vyhovuje.

HŘÍDEL A PŘEVODOVKA

Pro daný spoj je použito pero 6e7 x 6 x 25 ČSN 02 2562.

Pero nejdříve zkontrolujeme na smyk. Parametry pera najdeme v tabulce níže.

Tabulka 4

Veličina a jednotky	Hodnota	Popis
b [mm]	6	Šířka pera
h [mm]	6	Výška pera
t [mm]	3,5	Hloubka drážky v hřídeli
t_1 [mm]	2,5	Hloubka drážky v náboji
d [mm]	20	Průměr hřídele
k [-]	2	Bezpečnost
p_D [MPa]	120	Dovolený tlak mezi hřídelí a nábojem
R_{es} [mm]	210	Mez kluzu ve smyku materiálu hřídele



Kontrola na smyk

Střížná síla:

$$F_t = \frac{2M_k}{d} = \frac{2 \cdot 27500}{20} = 2750 \text{ N} \quad (43)$$

Maximální přípustné smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{R_{es}}{k} = \frac{210}{2} = 105 \text{ MPa} \quad (44)$$

Minimální délka pera dle kontroly na smyk:

$$l_{min} = \frac{F_t}{\tau_s b} = \frac{2750}{105 \cdot 6} = 4,36 \text{ mm} \quad (45)$$

Minimální délka pera dle výpočtu na smyk musí být 4,36 mm. Z konstrukčních důvodů volím pero 6e7 x 6 x 25 ČSN 02 2562.

Kontrola pera na otlačení

Zvolené pero je třeba zkontrolovat na otlačení, a to jak v hřídeli, tak v náboji, jelikož styčná plocha pera se u obou součástí mění.

Pro hřídel:

$$F_{k1} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{27500}{\frac{20}{2} - \frac{3,5}{2}} = 3333,4 \text{ N} \quad (46)$$

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} = \frac{3333,4}{25 \cdot 3,5} = 38 \text{ MPa} \quad (47)$$

Pro náboj:

$$F_{k2} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t_1}{2}} = \frac{27500}{\frac{20}{2} - \frac{2,5}{2}} = 3145,86 \text{ N} \quad (48)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{(l - b) \cdot t_1} = \frac{3145,86}{(25 - 6) \cdot 2,5} = 66,23 \text{ MPa} \quad (49)$$

Porovnání:

$$p_1 < p_D \Rightarrow 38 < 120 \quad (50)$$

$$p_2 < p_D \Rightarrow 66,23 < 120 \quad (51)$$

Dle vztahů (49) a (50) je zřejmé, že zvolené pero vyhovuje.

3.2.6 KONTROLA LOŽISEK

Jelikož je na dopravníku použit pouze jeden typ ložisek, provedeme kontrolu pouze u ložisek hnacího hřídele, kde vznikají největší rekční síly. Typ ložiska jsem zvolil LE 204 od firmy SKF.

Ložisko budeme posuzovat na základě jeho trvanlivosti při dynamickém zatížení. Tvar rovnice je následující:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \quad (52)$$

Kde:

L_{10}	[10^6 ot]	základní trvanlivost
C_r	[N]	základní dynamická únosnost
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
p	[-]	mocnitel, pro kuličková ložiska $p=3$

Vztah pro výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (53)$$

Kde:

F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko
F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko
X	[-]	koeficient radiálního zatížení
Y	[-]	koeficient axiálního zatížení



Tabulka 5 Parametry ložiska LE 204

Veličina a jednotky	Hodnota	Popis
d_i [mm]	20	Vnitřní průměr ložiska
D_i [mm]	47	Vnější průměr ložiska
C_r [kN]	12,7	Základní dynamická únosnost

Když máme potřebné hodnoty, můžeme přejít k samotnému výpočtu ložiska:

$$F_r = F_A = 220,27 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (55)$$

$$X=1 \quad (56)$$

$$Y=0 \quad (57)$$

$$L_{10} = \left(\frac{12700}{220,27} \right)^3 = 191666 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (58)$$

Ložiskový domek byl zvolený z konstrukčních důvodů, a proto mnohonásobně přesahuje potřebnou životnost.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout takový řetězový článkový dopravník, který by dokázal z lisu Schuler vyvést výlisky o maximální hmotnosti 6 kg a při tom byl velikostně kompaktní a jednoduchý pro manipulaci a údržbu.

Byla zvolena koncepce dopravníku s článkovým pásem typu Heavy Duty pro těžké provozy. Dle návrhových výpočtů byl zvolen motor s převodovkou o výkonu 0,18kW od firmy SEW osazený omezovačem kroutícího momentu od firmy ComInTec. Signál pro lis o překročení povoleného momentu a zastavení dopravníku je taktéž řečen momentovým omezovačem. Celý dopravník je umístěn na šroubovaném rámu stojícím na pojízdných kolech, což umožňuje jednoduchou manipulaci. V samotném závěru práce byly provedeny kontrolní výpočty hlavních uzlů dopravníku.

Součástí práce jsou i výkresy celkové sestavy a hnací stanice.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] Glenowell [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.glenowell.cz/fotogalerie/240.jpg>
- [3] CVEKL, Z., DRAŽAN, F.: *Teoretické základy transportních zařízení*. SNTL/ALFA, Praha, 1976
- [4] Alutec [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/destickove-clankove-dopravniky/>
- [5] Riko [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.riko.cz/dopravniky-pasove-clankove>
- [6] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K.: *Manipulace s materiálem*, SNTL/ALFA, Praha, 1979
- [7] Moravia-Řetězy [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.moravia-retezy.cz/files/design/custom-backgrounds/dopravni-retezy-en/mr-----dopravni-retezy---conveyor-chains---m.pdf>
- [8] Allert [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.allert-oberndorf.eu/en/home/>
- [9] Aller - Belt catalogue [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.allert-oberndorf.eu/fileadmin/user_upload/pdf/allert_hinged-steel-belts_accessories.pdf
- [10] *Pevný ložiskový domek* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://eshop.ntn-snr.com/en/UCF-204-2247006.html>
- [11] *Napínací ložiskový domek* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://asahiloziska.cz/produkty/standardni-serie/uct/>
- [12] *ComInTec - katalog* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.comintec.com/download/cataloghi/sezioni/limitatori_di_coppia/PR_IT.pdf
- [13] *Blickle* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/>
- [14] ČSN 26 3502: Člákové dopravníky. Základy výpočtu. 1988.
- [15] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*, 3. vydání, Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2004, ISBN 80-214-2592-X
- [16] Budynas, Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 8. vydání, McGraw-Hill companies, 2006, ISBN: 0-390-76487-6

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ	[-]	Počet neznámých nezávislých parametrů
μ_1	[-]	Součinitel odporu kladek
b	[mm]	Šířka pera
C_r	[N]	Základní dynamická únosnost
d	[mm]	Průměr hřídele
D_1	[mm]	Vnější průměr kladek
d_1	[mm]	Průměr čepu kladek
D_2	[mm]	Průměr roztečné kružnice napínacích řetězových kol
d_2	[mm]	Průměr čepů v kloubech řetězu
D_3	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnacích řetězových kol
d_3	[mm]	Průměr hřídele napínacích řetězových kol
d_i	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
D_i	[mm]	Vnější průměr ložiska
d_{\min}	[mm]	Minimální průměr hřídele
F	[N]	Celková obvodová síla
f_1	[-]	Součinitel tření v náboji kladek
F_1 až F_2	[N]	Složky celkové obvodové síly F
f_2	[-]	Součinitel valivého tření obvodu kladek
f_4	[-]	Součinitel kluzného tření v kloubech řetězu
f_5	[-]	Součinitel tření pro valivá ložiska
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_A a F_B	[N]	Reakční síly
F_{k1} a F_{k2}	[N]	Síla na pero
F_r	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_t	[N]	Střižná síla
F_Z	[N]	Výsledná zatěžující síla
F_{Z1} a F_{Z2}	[N]	Složky výsledné zatěžující síly
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Dopravní výška
h	[mm]	Výška pera
k	[-]	Bezpečnost

k_2	[-]	Součinitel odporu okolků kladek
k_a	[-]	Součinitel povrchu
k_b	[-]	Součinitel velikosti
k_c	[-]	Součinitel zatížení
k_d	[-]	Součinitel teploty
k_f	[-]	Součinitel dalších vlivů
L	[m]	Přesná délka řetězu
l_1	[m]	Délka postranic dopravníku
L_{10}	[10 ⁶ ot]	Základní trvanlivost
l_{min}	[mm]	Minimální délka pera dle kontroly na smyk
L_v	[m]	Vodorovný průmět délky článkového dopravníku
m_1	[kg]	Hmotnost jednoho kusového břemena
M_k	[Nm]	Výstupní moment převodovky
M_{K1} a M_{K2}	[Nm]	Kroutící momenty řetězových kol
M_{KC}	[Nm]	Vstupní moment na hřídeli
n_1	[hod ⁻¹]	Počet zdvihů lisu za hodinu
n_2	[ot.min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
P_m	[kW]	Výkon hnacího motoru
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
p	[-]	Mocnitel
p_1 a p_2	[MPa]	Tlak na pero
P_a	[kW]	Výkon na hnacím hřídeli
p_D	[MPa]	Dovolený tlak mezi hřídelí a nábojem
q_1	[N.m ⁻¹]	Délkové zatížení článkového pásma od hmotnosti dopravovaného nákladu
q_2	[N.m ⁻¹]	Délkové zatížení pásma od vlastní hmotnosti
Q_h	[t.hod ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
R_{es}	[MPa]	Mez kluzu ve smyku materiálu hřídele
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
s	[-]	Počet stupňů statické neurčitosti
t	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
T_1	[N]	Tažná síla v horní větvi

t_1	[mm]	Hloubka drážky v náboji
T_2	[N]	Tažná síla ve spodní větvi
T_a	[N]	Tah v pásnu v místě ohybu
T_D	[N]	Dynamická síla
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost článkového pásma
v_s	[m.s ⁻¹]	Skutečná dopravní rychlost dopravníku
X	[-]	Koeficient radiálního zatížení
Y	[-]	Koeficient axiálního zatížení
β	[°]	Úhel ohybu pásu
β_σ	[-]	Součinitel vrubu
β_τ	[-]	Součinitel vrubu
ν	[-]	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy
σ_C	[MPa]	Mez únavy tah-tlak
σ_c'	[MPa]	Mez únavy reálné součásti
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
τ_{Ck}	[MPa]	Mez únavy v krutu
τ_s	[MPa]	Maximální přípustné smykové napětí

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres	01-00	Článekový dopravník
Výkres	01-13-00	Hnací stanice